

Обоснование методики выбора параметров противоюзного устройства

И. А. ЖАРОВ¹, В. Н. КОЛОБКОВ¹, А. А. ЖАРОВ²

¹Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

²Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт органической химии им. Н. Д. Зелинского РАН (ФГБУН ИОХ РАН), Москва, 119991, Россия

Аннотация. Предложена методика расчета противоюзных устройств железнодорожного подвижного состава, позволяющая оценить работоспособность противоюзного устройства с выбранными параметрами для данного экипажа. Этот подход позволяет сравнивать влияние разных факторов на работоспособность противоюзного устройства и нормировать требования к нему. На его основе предполагается разработать методику обоснования пригодности противоюзного устройства для определенного типа вагона.

Ключевые слова: противоюзное устройство; параметр; коэффициент; сцепление

Введение. По тематике, связанной с противоюзными устройствами железнодорожного подвижного состава, за последние годы в периодической печати опубликован ряд работ [1 – 9], раскрывающих многообразие стоящих в этой области задач. Эти публикации позволяют понять историю вопроса.

Настоящая работа развивает подходы, изложенные в источнике [10].

При проведении приемочных испытаний подвижного состава исследователям достаточно часто приходится сталкиваться с недостаточной работоспособностью противоюзных устройств в конце торможения на смазанном маслом участке пути. В настоящее время при проектировании тормозной системы подвижного состава без противоюзных устройств теоретически закладывается принципиальная невозможность его входа в юз при торможениях любой интенсивности. Назрела необходимость разработки методики тормозных расчетов для подвижного состава с противоюзными устройствами. То есть уже на стадии проектирования вагона (экипажа) должен быть произведен расчет, доказывающий, что планируемые параметры противоюзного устройства позволят вагону не входить в юз при торможении, обеспечивая при этом достаточную эффективность торможения.

Очевидное требование к такому расчету — это максимальная простота заложенных принципов расчета и предлагаемых формул без потери возможности учета влияния основных параметров противоюзного устройства и вагона. Для этого в первую очередь представляется возможным пренебречь при расчете изменени-

ем скорости движения вагона (замедлением вагона) во время (вследствие) входа в юз колесной пары.

Принцип предлагаемого расчета заключается в том, что сначала находится величина коэффициента сцепления ψ_k между колесом и рельсом, при котором колесо начнет повреждаться при данной скорости движения юзом (критический коэффициент сцепления). Затем определяется, при каком тормозном коэффициенте сцепления на колесной паре (отношении тормозной силы к нагрузке на ось) противоюзное устройство позволит войти в юз с данной скорости движения при критическом коэффициенте сцепления ψ_k . Этот тормозной коэффициент сцепления $\psi_0(v)$ назовем допустимым, а его зависимость от скорости — «противоюзной кривой». Вывод о качестве противоюзного устройства делают на основе сравнения «противоюзной кривой» с расчетной (теоретической) зависимостью тормозного коэффициента сцепления вагона от скорости движения (кривой сцепления колес с рельсами).

Расчет критического коэффициента сцепления при заданной скорости юза колесной пары. Как показано в работе [10], для предотвращения начала пластического сдвига термомеханическая нагруженность (условное повышение температуры) пятна контакта на поверхности катания не должна превышать величины θ_k , равной 800 °С, т. е.

$$\frac{2\psi\theta_k p_m}{\sigma_0} + \beta\psi N^{0,5} \left(v^{0,5} - (\omega R)^{0,5} \right) \leq \theta_k, \quad (1)$$

где β — размерный коэффициент, равный 26 К/Вт^{0,5}; σ_0 — напряжение, равное 1600 МПа; ψ — текущий коэффициент сцепления колес с рельсами; v и ωR — скорость движения вагона и окружная скорость вращения колесной пары соответственно; N , p_m — нагрузка на колесо и максимальное давление на пятне контакта поверхностей катания колес и рельсов соответственно. Последняя величина находится по формуле Герца

$$p_m = \left(\frac{6N(E^*)^2}{\pi^3 R_c^2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2)$$

■ E-mail: t2604404@yandex.ru (И. А. Жаров)

где $E^* = \frac{0,5E}{1-\lambda^2} = 115 \text{ ГПа}$; E и λ — модуль Юнга и коэффициент Пуассона для колесных и рельсовых сталей, равные 210 ГПа и 0,3 соответственно; R_c — среднегеометрический радиус кривизны в точке контакта поверхностей катания новых колес и рельсов (обычно около 0,5 м). При нагрузке на ось $P = 200 \text{ кН}$ ($N = 100 \text{ кН}$) давление p_m равно 1 ГПа.

При движении юзом угловая скорость ω равна нулю. Поэтому критический коэффициент сцепления ψ_k колесной пары находится по формуле

$$\psi_k = \frac{\theta_k}{\frac{2\theta_k p_m}{\sigma_0} + \beta N^{0,5} \sqrt{0,5}} = \frac{1}{\frac{2p_m}{\sigma_0} + \frac{\beta N^{0,5} \sqrt{0,5}}{\theta_k}}. \quad (3)$$

На рис. 1 приведена зависимость $\psi_k(v)$ для порожнего прицепного вагона МВПС с нагрузкой на колесо N , равной 60 кН (порожний вагон), при радиусе колеса 0,46 м. Заметим, что построенная кривая $\psi_k(v)$ не зависит от параметров противоюзного устройства, а относится исключительно к колесной паре как неотъемлемой части механического оборудования подвижного состава.

На практике из-за возникновения гидродинамического клина при проскальзывании колеса по рельсу во время торможения предельный коэффициент сцепления на смазанных маслом рельсах может падать до 0,01. Кроме того, при высоких температурах, давлениях и деформациях, характерных для области контакта колес с рельсами, может происходить как полимеризация веществ, так и их нестандартные химические превращения. Поэтому рассчитанные величины ψ_k вполне реальны.

Параметры противоюзного устройства. Для выявления факта вхождения в юз нужно знать реальную угловую скорость ω вращения колесной пары, которая обычно измеряется импульсным датчиком скорости.

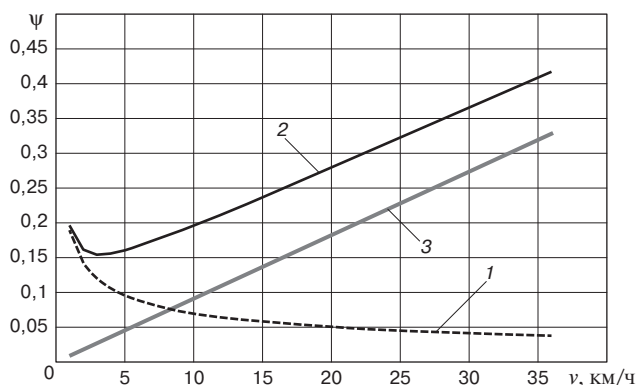


Рис. 1. Расчетные кривые сцепления колес с рельсами при торможении:

1 — критический коэффициент сцепления $\psi_k(v)$ колесной пары; 2 — «противоюзная кривая» $\psi_0(v)$; 3 — прямая $\psi_0 = \left(\frac{m_n}{P} v\right) / (t_p + \tau)$

Fig. 1. Calculated adhesion curves of wheels with rails when braking: 1 — critical adhesion coefficient $\psi_k(v)$ of wheelset; 2 — “antiskid curve”

$\psi_0(v)$; 3 — tangent $\psi_0 = \left(\frac{m_n}{P} v\right) / (t_p + \tau)$

Датчик скорости может быть магнитным (импульс напряжения появляется при прохождении магнетика мимо катушки) или оптоэлектронным (импульс напряжения появляется при прохождении луча света через прорез в диске и попадании его на фотодиод). От одного импульса до другого точка на линии катания колеса проходит путь Δx , который находится из равенства

$$\Delta x = \frac{2\pi R}{n}, \quad (4)$$

где n — количество импульсов за оборот колеса (характеристика датчика).

В случае если n равно 72 (через каждые 5°), а R равно 0,46 м, то $\Delta x \approx 4 \text{ см}$.

Время t_d , требуемое для обнаружения момента вхождения в юз, можно оценить как интервал между импульсами, т. е.

$$t_d = \frac{\Delta x}{v}. \quad (5)$$

Действительно, не получив информации о наличии или отсутствии очередного импульса в ожидаемое время, противоюзное устройство не может определить, что началось вхождение в юз. При использовании датчика скорости с аналоговым выходом (например, тахогенератора) величина t_d будет зависеть от точности измерения датчика при скорости движения v .

Затем определяется время t_p реакции противоюзного устройства, которое включает в себя три составляющих

$$t_p = \Delta t + t_o + t_n, \quad (6)$$

где Δt — время между опросами датчика скорости (счетчика импульсов); t_o — время обработки информации с датчиков скорости и принятия решения на сброс давления в тормозном цилиндре (цилиндрах); t_n — время подготовки клапанов, т. е. время между получением сигнала на сброс и началом сброса давления.

Эти три отрезка времени можно определить при стендовых испытаниях противоюзного устройства.

В эксплуатации удобно измерять и нормировать время t_2 , где t_2 — время снижения тормозного момента на колесной паре наполовину. (При чисто пневматическом торможении t_2 часто принимается равным времени сброса давления в тормозном цилиндре наполовину.)

В данном случае определяющим параметром выбрана величина t_2 , а не, например, время падения тормозного момента в 10 раз, так как падения величины момента вдвое обычно вполне достаточно для практического спасения колесной пары от заметных дефектов поверхностей катания.

Предполагая, что тормозной момент M на колесной паре при сбросе тормозного усилия меняется экспоненциально

$$M(t) = M_0 \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right), \quad (7)$$

находим, что

$$\tau = \frac{t_2}{\ln(2)}. \quad (8)$$

Расчет допустимого тормозного коэффициента сцепления. Рассмотрим уравнение вращения колесной пары:

$$\frac{m_{\text{и}} R^2 d\omega}{dt} = \psi PR - M, \quad (9)$$

где $m_{\text{и}}$ — инерционная масса, связанная с колесной парой; ψ — коэффициент сцепления между колесной парой и рельсами; P — нагрузка на ось (равна $2N$).

В случае когда колесная пара входит в юз полностью со скорости v , равенство (9) можно проинтегрировать по времени и получить

$$m_{\text{и}} R v = \int (M - \psi PR) dt. \quad (10)$$

Разделив обе части равенства на PR , получим

$$\frac{m_{\text{и}} v}{P} = \int (\psi_{\text{т}}(t) - \psi(t)) dt, \quad (11)$$

т.е. интеграл разности тормозного коэффициента сцепления и коэффициента сцепления.

Считаем, что в момент входа в юз тормозной коэффициент сцепления снижается до критического коэффициента сцепления, т.е.

$$\psi_0 \exp\left(-\frac{t_c}{\tau}\right) = \psi_{\text{к}}. \quad (12)$$

Это условие позволяет найти минимальную скорость движения, при которой полный вход в юз еще возможен. Из равенства (12) следует, что

$$t_c = \tau \ln\left(\frac{\psi_0}{\psi_{\text{к}}}\right). \quad (13)$$

Рассмотрим случай, когда величина $\psi(t)$ уменьшилась скачком с величины $\psi_{\text{т}}(0)$ (обозначили как ψ_0) до величины $\psi_{\text{к}}$ и не менялась до наступления юза, а величина $\psi_{\text{т}}(t)$ не изменялась в течение времени $t_d + t_p$, а затем в течение времени t_c экспоненциально снизилась до величины $\psi_{\text{к}}$. Вид функции $\psi_{\text{т}}(t) - \psi(t)$ при этом показан на рис. 2.

Взяв интеграл выражения (11), имеем

$$\frac{m_{\text{и}} v}{P} = (\psi_0 - \psi_{\text{к}})(t_d + t_p + \tau) - \psi_{\text{к}} \tau. \quad (14)$$

Подставив t_c из равенства (13), перепишем равенство (14) в виде

$$\frac{m_{\text{и}} v}{P} = (\psi_0 - \psi_{\text{к}})(t_d + t_p + \tau) - \psi_{\text{к}} \tau \ln\left(\frac{\psi_0}{\psi_{\text{к}}}\right). \quad (15)$$

Представим уравнение (15) в виде

$$\frac{m_{\text{и}} v}{P \psi_{\text{к}}} = x(T + \tau) - \tau \ln(1 + x), \quad (16)$$

где

$$T = t_d + t_p, \quad (17)$$

а

$$x = \frac{\psi_0 - \psi_{\text{к}}}{\psi_{\text{к}}}. \quad (18)$$

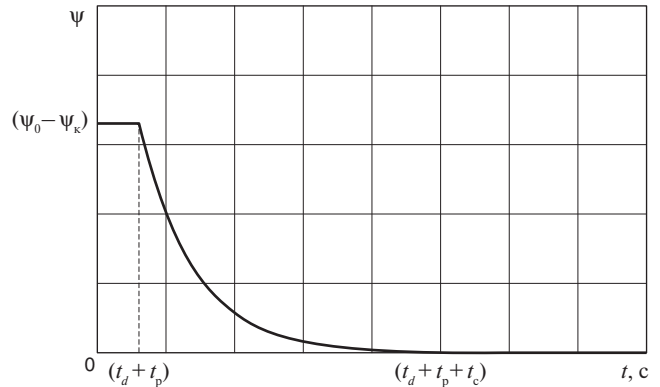


Рис. 2. Зависимость разности $\psi_{\text{т}}(t) - \psi(t)$ от времени t
Fig. 2. Dependence of difference $\psi_{\text{т}}(t) - \psi(t)$ from time t

Решить уравнение (16) можно, например, методом итераций, переписав его в виде

$$x = \frac{m_{\text{и}} v}{P \psi_{\text{к}}} + \tau \ln \frac{1 + x}{T + \tau}. \quad (19)$$

Вычислив t_d по формуле (5), найдя T из равенства (17), а τ из равенства (8) и решив уравнение (19), находим x .

Затем из равенства (18) находим ψ_0 по формуле $\psi_0 = \psi_{\text{к}}(1 + x)$. (20)

Таким образом, получен метод расчета зависимости $\psi_0(v)$. На рис. 1 приведена зависимость $\psi_0(v)$ при $\Delta x = 0,04$ м, $t_p = 0,04$ с и $t_2 = 0,06$ с.

Эти параметры близки к предельно допустимым согласно проекту ГОСТа по противоюзным устройствам железнодорожного подвижного состава.

Заметим, что противоюзная кривая на рис. 1 при росте v становится очень близкой к прямой, которую по аналогии тоже назовем «противоюзной». Для объяснения этого факта уравнение (15) было продифференцировано по ψ_0 . Из полученного равенства

$$\frac{m_{\text{и}}}{P} \frac{dv}{d\psi_0} = t_d + t_p + \tau - \frac{\tau \psi_{\text{к}}}{\psi_0} \quad (21)$$

следует, что при росте скорости v правая часть равенства стремится к константе, так как t_d и $\left(-\frac{\psi_{\text{к}}}{\psi_0}\right)$ стремятся к нулю с разных сторон. Поэтому зависимость между v и ψ_0 стремится к прямой. Для наглядности отмеченных особенностей на рис. 1 приведена прямая линия

$$\psi_0 = \frac{\left(\frac{m_{\text{и}}}{P}\right)v}{t_p + \tau}. \quad (22)$$

Видно, что эта прямая практически параллельна противоюзной при скоростях более 3...4 км/ч.

Зависимость (22) можно, например, использовать для оценки скорости $v_{0,2}$, при которой ψ_0 достигает значения 0,2 (для моторного вагона — 0,3). Построение противоюзной кривой при скоростях, больших

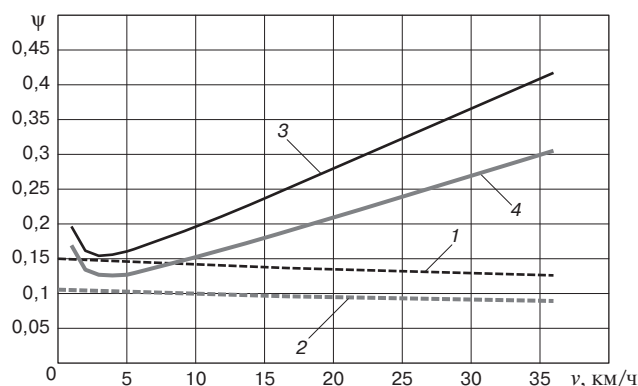


Рис. 3. Расчетные кривые сцепления колес с рельсами при торможении для различных осевых нагрузок:

1, 2 — кривые тормозных коэффициентов сцепления для порожнего и груженого вагонов; 3, 4 — противоюзные кривые для порожнего и груженого вагонов

Fig. 3. Calculated curves of adhesion of wheels with rails when braking for different axle loads:

1, 2 — curves of brake adhesion coefficients for empty and loaded cars; 3, 4 — antiskid curves for empty and loaded cars

$v_{0,2}$ (для моторного вагона больше 0,3), не имеет практического смысла.

В свете решаемой задачи было проведено аналитическое исследование полученных выражений с целью определения, как противоюзные кривые и кривые сцепления зависят от различных параметров.

На рис. 3 противоюзные кривые и кривые сцепления построены для композиционных колодок (4 шт. на ось) с нажатием 10 и 20 кН для порожнего прицепного вагона электропоезда весом 480 кН и для его же после загрузки 200 кН.

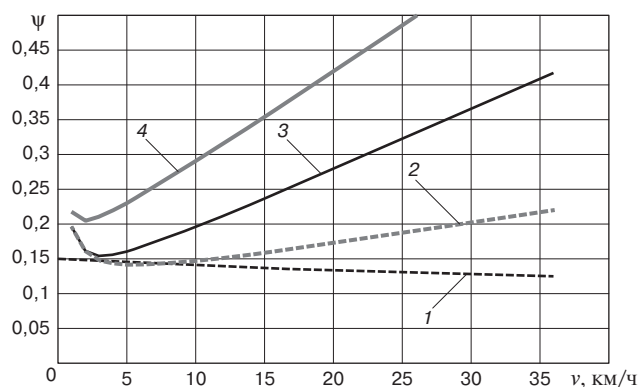


Рис. 4. Расчетные кривые сцепления колес с рельсами при торможении для порожнего вагона:

1 — кривая сцепления; 2 — противоюзная кривая для устройства по ГОСТ, но с большим объемом цилиндра; 3 — противоюзная кривая для устройства по ГОСТ; 4 — противоюзная кривая для устройства, близкого к предельно возможному на настоящий момент

Fig. 4. Calculated curves of adhesion of wheels with rails when braking for the empty car:

1 — adhesion curve; 2 — antiskid curve for the device according to GOST standards, but with a large volume of cylinder; 3 — antiskid curve for GOST standardized device; 4 — antiskid curve for the device, close to the maximum possible at the moment

Как следует из анализа рис. 3, запас по сцеплению груженого вагона МВПС значительно больше, нежели порожнего.

На рис. 4 построены кривая сцепления и противоюзные кривые при различных параметрах противоюзных устройств для порожнего вагона. Как и на рис. 1, в данном случае построена кривая при $\Delta x = 0,04$ м, $t_p = 0,04$ с и $t_2 = 0,06$ с. Также построена кривая при $\Delta x = 0,04$ м, $t_p = 0,04$ с и $t_2 = 0,2$ с, соответствующая случаю, когда противоюзное устройство удовлетворяет требованиям ГОСТа на стенде, однако впоследствии устанавливается на больший объем тормозных цилиндров. И наконец, построена кривая при $\Delta x = 0,008$ м, $t_p = 0,01$ с и $t_2 = 0,05$ с, что близко к реально достигаемым параметрам противоюзных устройств на настоящий момент.

Анализ рис. 4 показывает, что, как и следовало ожидать, при уменьшении значений параметров противоюзных устройств запас по сцеплению оцениваемой единицы подвижного состава повышается.

Критерии выбора параметров противоюзного устройства. Если полученная противоюзная кривая ниже кривой сцепления, то можно предложить три возможные реакции на эту ситуацию:

1. Изменить параметры противоюзного устройства так, чтобы противоюзная кривая расположилась выше кривой сцепления. Заметим, что улучшение параметров противоюзного устройства не только устраняет возможность входа в юз при низких скоростях движения, но и облегчает регулирование проскальзыванием колесной пары при высоких скоростях движения. Но это не всегда возможно и рентабельно, особенно для времени t_2 , которое тесно связано с конструктивными особенностями, например имеющимся объемом тормозного цилиндра. Это особенно сложно, если коэффициент трения фрикционных пар резко возрастает при малых скоростях (как, например, у чугунных колодок).

2. Изменить параметры кривой сцепления. Возможные способы:

а) поставить на вагон устройство регулировки тормозного усилия от загрузки, что приблизит кривую сцепления порожнего вагона к кривой сцепления груженого. Тогда сравнение расчетных кривых (проверку противоюзного устройства) следует проводить и для максимально загруженного вагона (рис. 3);

б) в противоюзном устройстве или устройстве управления поездом заложить условие непересечения противоюзной кривой линии сцепления. Конкретная форма противоюзной кривой зависит от загрузки вагона, что при загруженном вагоне может снять потребность в снижении тормозного усилия в конце торможения. При этом нормируемым параметром может стать максимально возможный прирост тормозного пути из-за снижения тормозного усилия в конце торможения.

Это решение можно применять не всегда, а по условию: например, снижать усилие только в случае,

если на вагоне в течение последней минуты не срабатывало противоюзное устройство. Можно также не снижать усилие при экстренном торможении (или полном служебном торможении), тем более что при таких торможениях под колеса подается песок.

3. В случае если уровень технического развития не позволяет применить вышеизложенные подходы, то можно применить опыт стран ЕС, где допускается кратковременный вход в юз (не более 0,4 с) при скоростях ниже 30 км/ч. Например, можно потребовать, чтобы кривая сцепления была ниже противоюзной только при скорости 18 км/ч и выше. При этом противоюзную линию можно строить по двум точкам при скорости 9 км/ч (2,5 м/с) и 18 км/ч (5 м/с).

Можно ввести оценку качества согласования противоюзного устройства с вагоном: если кривая сцепления ниже противоюзной кривой при скоростях 9 км/ч и выше, то противоюзное устройство хорошего качества; если только при 18 км/ч и выше, то удовлетворительного; если же кривая сцепления ниже противоюзной во всем диапазоне эксплуатационных скоростей, то противоюзное устройство отличного качества.

Заметим, что имеется в виду качество противоюзного устройства для конкретного типа вагона.

При таком подходе минимальным является требование, чтобы при полном служебном торможении на скорости 18 км/ч (5 м/с) допустимый коэффициент сцепления был не меньше тормозного коэффициента сцепления.

У моторного вагона при совместном торможении есть особенность, что при таком торможении время t_p и время t_2 противоюзного устройства зависят от соотношения тормозных сил электрического и фрикционного тормозов. Величины t_p и t_2 , вообще говоря, зависят от скорости движения v хотя бы потому, что при малых скоростях электрический тормоз обычно отключается.

Заключение. В работе изложена методика построения противоюзной кривой (зависимости допустимого тормозного коэффициента сцепления от скорости движения) с учетом трех параметров противоюзного устройства и трех или нескольких параметров колесной пары. Отмечено, что в идеале эта кривая должна располагаться выше кривой сцепления колесной пары (зависимости тормозного коэффициента сцепления от скорости) во всем рабочем диапазоне скоростей. Как минимум, это требование должно соблюдаться при полном служебном торможении на скорости 18 км/ч.

Есть множество способов уточнить приведенные расчеты, но предположение о неизменности коэффициента сцепления колес с рельсами ψ_k во время вхождения колесной пары в юз настолько условно, что не имеет смысла делать эти поправки. Кроме того, поправки действуют в разные стороны и частично уравнивают друг друга.

Предложенный подход позволяет сравнивать влияние разных факторов на работоспособность

противоюзного устройства и нормировать требования к нему. На его основе предполагается разработать методику обоснования пригодности данного противоюзного устройства для конкретного типа вагона.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бесценная О.В., Казаринов А.В. Тормоза для высокоскоростного подвижного состава. — В кн.: Современные направления и перспективы развития автотормозной техники железных дорог СССР // Сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1991. С. 34–41.
2. Асадченко В.Р., Казаринов А.В., Козюлин Л.В. Тормозные системы с противоюзными устройствами для повышения реализуемого сцепления. — В кн.: Современные направления и перспективы развития автотормозной техники железных дорог СССР // Сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1991. С. 98–102.
3. Казаринов А.В. Противоюзные устройства для скоростных поездов // Фундаментальные и прикладные исследования — транспорту: тезисы докладов. Ч. I. Екатеринбург: МПС РФ, УрГАПС, 1995. С. 120–121.
4. Испытания противоюзных устройств для электроподвижного состава и скоростных поездов / А.В. Казаринов [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 1996. № 3. С. 32–36.
5. Казаринов А.В., Волуйский Н.М. Расчет некоторых характеристик процесса торможения при движении колеса юзом // Железнодорожный транспорт сегодня и завтра: тезисы докладов. Ч. 1. Екатеринбург: МПС РФ, УрГАПС, 1998. С. 257–259.
6. Казаринов А.В., Курцев С.Б., Максимов Б.Г. Датчик скорости вращения для противоюзных устройств перспективного подвижного состава // Труды международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». 28 октября 1999 г. / Рост. гос. ун-т путей сообщения. Ростов н/Д, 1999. 256 с.
7. Крылов В.В., Казаринов А.В., Максимов Б.Г. Методика испытаний систем противоюзной защиты (СПЗ) железнодорожного подвижного состава. — В кн.: Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты // Труды Всероссийской научно-технической конференции. 4–6 июля 2001 г. Тезисы докладов. СПб: Петербургский государственный университет путей сообщения (ПГУПС), 2001. С. 72.
8. Казаринов А.В., Михеев В.В., Курцев С.Б. Выбор системы противоюзной защиты для современного подвижного состава. — В кн.: Экспериментальное кольцо ВНИИЖТ — 70 // Сборник докладов международной конференции. 25–26 сентября 2002 г. Щербинка, Россия. М.: Интекст, 2002. С. 86–88.
9. Жаров И.А., Казаринов А.В., Горюнов Г.Н. Предотвращение недопустимого проскальзывания колес грузовых вагонов. — В кн.: Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин. Т. 1 // Сборник докладов международной конференции. 25–27 ноября 2003 г. Россия. Самара, 2003. С. 267–272.
10. Жаров И.А., Курцев С.Б., Кренделев А.А. Требования к параметрам работы противоюзных устройств // Вестник ВНИИЖТ. 2014. № 3. С. 39–45.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

ЖАРОВ Илья Алексеевич,

канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, лаборатория «Тормозные системы локомотивов и моторвагонного подвижного состава», АО «ВНИИЖТ»

КОЛОБКОВ Владимир Николаевич,

старший научный сотрудник, лаборатория «Тормозные системы локомотивов и моторвагонного подвижного состава», АО «ВНИИЖТ»

ЖАРОВ Алексей Алексеевич,

д-р хим. наук, профессор, ведущий научный сотрудник, ФГБУН ИОХ РАН

Статья поступила в редакцию 5.07.2016 г., актуализирована 10.10.2016 г., принята к публикации 21.10.2016 г.

Objectives of method of choosing antiskid device settings

I. A. ZHAROV¹, V. N. KOLOBKOV¹, A. A. ZHAROV²

¹Joint Stock Company "Railway Research Institute" (JSC "VNIIZhT"), Moscow, 129626, Russia

²Federal State Unitary Enterprise Institute of Organic Chemistry named after N. D. Zelinskiy of RAS (FSUE IOC RAS), Moscow, 119991, Russia

Abstract. At present there is a need to develop a method of braking calculations for rolling stock with antiskid devices. In other words, at the stage of designing the car (carriage) calculations must be produced proving that the planned parameters of antiskid devices will not let the car enter into skidding during braking, while providing sufficient braking performance.

The article proposes a method of calculating antiskid devices of rolling stock in order to assess performance of antiskid devices with selected parameters for the carriage.

The principle of the proposed calculation is that firstly a value of the coefficient of adhesion between wheel and rail should be determined, where the wheel will start to fail at a given speed of skid (critical adhesion coefficient). Then a value determined at which the adhesion brake factor on the wheelset (ratio of brake force to the axle load) of antiskid device will allow entering into skid with a given speed at the critical adhesion coefficient. This brake friction coefficient will be called valid, and its dependence on the speed — "antiskid curve". The conclusion on antiskid devices is made by comparisons based on "antiskid curve" with the calculated (theoretical) dependence of the brake coefficient of friction of the car from the speed (adhesion curve of wheels and rails).

The proposed approach makes it possible to compare the impact of various factors on the performance of antiskid devices and standardize the requirements for it. On this basis, it is expected to develop a methodology for rational use of antiskid device for a particular type of car. The proposed approach wasn't used worldwide previously.

Keywords: antiskid device; parameter; coefficient; adhesion

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-6-371-376>

REFERENCES

- Bestennaya O.V., Kazarinov A.V. *Tormoza dlya vysokoskorostnogo podvizhnogo sostava* [Brakes for high-speed rolling stock]. *Sovremennye napravleniya i perspektivy razvitiya avtomotornoy tekhniki zheleznnykh dorog SSSR*. Sb. nauch. tr. [Modern trends and prospects of development of autobrake technology of railways of the USSR. Coll. sci. proc.]. Moscow, Transport Publ., 1991, pp. 34–41.
- Asadchenko V.R., Kazarinov A.V., Kozyulin L.V. *Tormoznye sistemy s protivoyuznymi ustroystvami dlya povysheniya realizuemogo stsepleniya* [Braking systems with antiskid devices to improve the adhesion]. *Sovremennye napravleniya i perspektivy razvitiya avtomotornoy tekhniki zheleznnykh dorog SSSR*. Sb. nauch. tr. [Modern trends and prospects of development of autobrake technology of railways of the USSR. Coll. sci. proc.]. Moscow, Transport Publ., 1991, pp. 98–102.
- Kazarinov A.V. *Protivoyuznye ustroystva dlya skorostnykh poezdov* [Antiskid device for high-speed trains]. *Fundamental'nye i prikladnye issledovaniya — transport*. Tezisy dokladov. [Basic and applied research to transport: Abstracts of papers]. Ekaterinburg, MPS RF URGUPS Publ., 1995, no. 1, pp. 120–121.
- Kazarinov A.V., Pogrebinskiy M.G., Krylov V.V. *Ispytaniya protivoyuznykh ustroystv dlya elektropodvizhnogo sostava i skorostnykh poezdov* [Tests of antiskid devices for electric rolling stock and high-speed trains]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 1996, no. 3, pp. 32–36.

5. Kazarinov A.V., Voluyskiy N.M. *Raschet nekotorykh kharakteristik protsessy tormozheniya pri dvizhenii kolea yuzom* [Calculation of some characteristics of the braking process in motion of the skidding wheel]. *Zheleznodorozhnyy transport segodnya i zavtra. Tezisy dokladov* [Rail transport today and tomorrow. Abstracts of papers]. Ekaterinburg, MPS RF URGUPS Publ., 1998, no. 1, pp. 257–259.

6. Kazarinov A.V., S.B. Kurtsev, B.G. Maksimov. *Datchik skorosti vrashcheniya dlya protivoyuznykh ustroystv perspektivnogo podvizhnogo sostava* [Rotating sensor for antiskid devices of perspective rolling stock]. *Trudy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii. Problemy i perspektivy razvitiya zheleznodorozhnogo transporta*. 28 oktyabrya 1999 [Proc. of the International scientific conference. Problems and Prospects of Railway Transport Development on October 28, 1999]. Rostov-on-Don State University of the Railway Transport Publ., 1999, 256 p.

7. Krylov V.V., Kazarinov A.V., Maksimov B.G. *Metodika ispytaniy sistem protivoyuznoy zashchity (SPZ) zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava* [Test procedure of antiskid protection systems (APS) of railway rolling stock]. *Podvizhnoy sostav XXI veka: idei, trebovaniya, proekty. Trudy Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*. 4–6 iyulya 2001 g. Tezisy dokladov [Rolling stock of the twenty-first century: ideas, requirements, projects. Proc. of the All-Russian Scientific and Technical Conference. 4–6 July 2001. Abstracts]. Saint-Petersburg, Petersburg State University of the Railway Transport (PGUPS) Publ., 2001, 72 p.

8. Kazarinov A.V., Mikheev V.V., Kurtsev S.B. *Vybor sistemy protivoyuznoy zashchity dlya sovremennogo podvizhnogo sostava* [Selecting antiskid protection system for modern rolling stock]. *Ekspierimental'noe kol'tso VNIIZhT — 70. Sbornik dokladov mezhdunarodnoy konferentsii*. 25–26 sentyabrya 2002 g. Shcherbinka, Rossiya [Test Loop of VNIIZhT — 70. Proc. of the International Conference on 25–26 September 2002, Shcherbinka, Russia]. Moscow, Intext Publ., 2002, pp. 86–88.

9. Zharov I.A., Kazarinov A.V., Goryunov G.N. *Predotvrashchenie nedopustimogo proskal'zyvaniya kolez gruzovykh vagonov* [Preventing unacceptable wheel slippage of freight cars]. *Aktual'nye problemy nadezhnosti tekhnologicheskikh, energeticheskikh i transportnykh mashin. T. 1. Sbornik dokladov mezhdunarodnoy konferentsii* 25–27 noyabrya 2003 g. Rossiya [Actual problems of reliability of technological, energy and transport machinery. Vol. 1. Proceedings of the International Conference 25–27 November 2003. Russia]. Samara, 2003, pp. 267–272.

10. Zharov I.A., Kurtsev S.B., Krendelev A.A. *Trebovaniya k parametram raboty protivoyuznykh ustroystv* [Requirements for the parameters of work of antiskid devices]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2014, no. 3, pp. 39–45.

ABOUT THE AUTHORS

ZHAROV Il'ya Alekseevich,

Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher, Laboratory "Brake systems for locomotives and electric multiple units", JSC "VNIIZhT"

KOLOBKOV Vladimir Nikolaevich,

Senior Researcher, Laboratory "Brake systems for locomotives and electric multiple units", JSC "VNIIZhT"

ZHAROV Aleksey Alekseevich,

Dr. Sci. (Chem.), Professor, Leading Researcher, FSUE IOC RAS

Received 05.07.2016

Revised 10.10.2016

Accepted 21.10.2016

■ E-mail: t2604404@yandex.ru (I. A. Zharov)